Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 35, 1, 2023.(71-86)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Large Eddy Simulation of Film Cooling in Single Hole and Multi-Holes

Research Article

Yaser Taheri[1], Mehran Rajabi Zargarabadi[2], Mehdi Jahromi[3]

DOI: 10.22067/jacsm.2022.78932.1140

1. Introduction

An effective method for improve the engine power and thermal efficiency of modern gas turbines is increasing the turbine inlet temperature, although, due to thermal stresses, this method may lead to the failure of high temperature components. Film cooling is a common technique of external cooling which plays an important role to prevent overheating of the hot section components. In film cooling, cooling air is ejected through the holes in the desired surface to generate a layer of insulation over the surface, which helps in maintaining the surfaces at the desired temperature.

The process of manufacturing a cylindrical hole is convenient, so these holes are widely used in film cooling techniques. But due to the jet lift off and the undesirable effects of the counter-rotating vortex pair (CRVP) of cylindrical holes especially at high blowing ratios, other shape of holes have been considered to improve the film cooling effectiveness. Many studies considered the impacts of various geometric parameters on the cooling performance of fan-shaped holes. In recent years, some researcher have developed novel ideas to optimize the film cooling effectiveness without using holes by shaped exits.

The interaction between coolant flow and hot mainstream leads to the formation of complicated vortical structures. These vortexes have a significant impact on the performance of film cooling. RANS numerical approaches are fraught with modeling uncertainties and give time-averaged results, while LES can more accurately capture the flow physics. Some researchers have demonstrated that the inaccuracies inherent in turbulence models result in inaccurate predictions, the flow fields, and surface heat transfer. They showed that LES solutions predicted mean velocities and turbulent stresses better than RANS models.

The present study introduces a novel multi-hole with cylindrical shapes for increasing the film cooling effectiveness. The flow structure and adiabatic cooling effectiveness of the multi-holes were compared with a single cylindrical hole. Numerical results (RANS and LES) of the present study confirm that applying the multi-holes with shaped arrangement significantly increase the film cooling effectiveness in comparison with a single cylindrical hole.

2. Computational domain

A single cylindrical hole with 11.1 mm diameter is utilized as the reference case for further comparisons with multi cylindrical holes. The hole geometry has an injection angle and length to diameter ratio of 35° and 4.0, respectively. The computational domain of the multi-hole is obtained by replacing the single cylindrical hole with 14 cylindrical holes with the same diameter of 2.97 mm. Multi-holes was arranged in fan shaped configurations. The center-to-center spacing of adjacent holes in these configurations was set to 1.5 D (Figure 1).

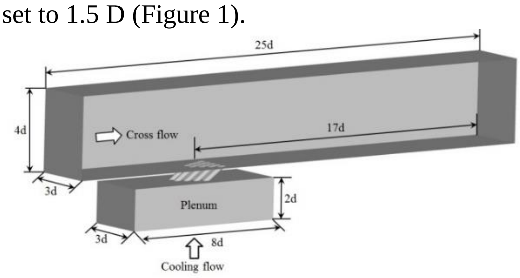


Figure 1. Computational domain of present study.

3. Large eddy simulation

The multi-block structural meshes (Figure 2) were constructed with Ansys ICEM and grid nodes considerably refined in the near-wall region to make sure that $Y^+<1$. The stretching factor in the wall-normal direction is 1.05. A fully developed turbulent profile (1/7th law, boundary thickness $\delta=0.5D$) is used at the mainstream inlet. The simulation is performed at the operating parameters of the experimental study of Schmidt et al. at M=1.25. The time step is set to 2×10^{-5} which provides the CFL lower than 1. Time-averaging values are calculated after a semi-steady state operating condition is reached (ten times sweep of the domain by the mainstream velocity) and continued until acceptable statistical convergence is achieved. Smagorinsky turbulent model with Smagorinsky constant $C_s=0.1$ is used to model the large eddy subgrid.

4. Results

Figure 3 compares the centerline film cooling effectiveness of single cylindrical hole and fan-shaped multi-holes which obtained from the RANS and LES

*Manuscript received, September 25, 2022. Revised, November 8, 2022, Accepted, December 14, 2022.

[1]. Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran
[2]. Corresponding author. Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran. **Email**: rajabi@semnan.ac.ir
[3]. Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

(time-averaged) numerical studies. This figure indicates that the multi-holes have a significant impact on the film cooling. Based on the Sakai et al., as the blowing ratio increases (M > 0.5), the coolant jet penetrates into the mainstream, thus, the film cooling effectiveness immediately downstream of the hole exit decreases. Then, the coolant jet reattaches to the wall surface and the film cooling effectiveness recovers. This is clearly shown in Figure 3(a). It seems that by using multi-holes, this phenomena take place at farther region downstream of the holes (X/D>10) and effectiveness near the hole exits is in ideal condition.

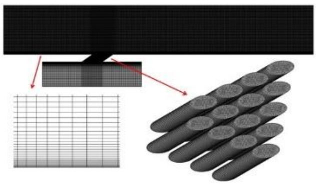
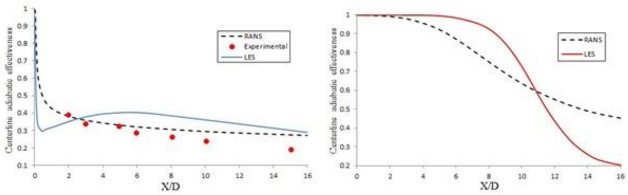


Figure 2. Computational grid for fan-shaped multi-holes in LES



(a) (b)

Figure 3. Centerline adiabatic effectiveness of a) single cylindrical and b) fan-shaped multi-holes

Q-criterion method is used for identifying coherent structures. Figure 4 shows the coherent structures of single cylindrical hole and fan-shaped multi-holes. The entrainment effects of hairpin vortexes, especially the vortexes' horizontal legs correspond to CRVPs, promotes mixture of mainstream and coolant, and deteriorates cooling performance.

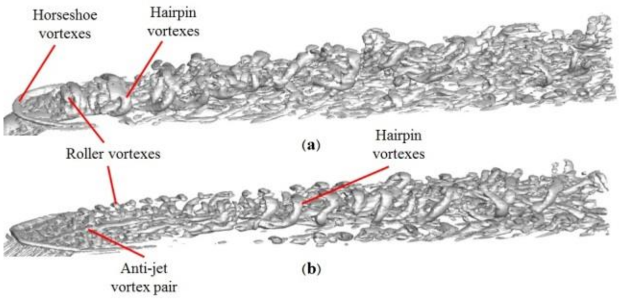


Figure 4. Coherent structures for a) single cylindrical hole, and b) fan-shaped multi-holes (Value of iso-surface: 1×10^6)

The scale of these hairpin vortexes for fan-shaped multi-holes is smaller than that for single hole and formation of them take place in farther downstream region of the hole. Because of the shear effect in the boundary layer, the roller vortexes gradually grow horizontal legs, and eventually evolve into hairpin vortexes. This evolve for single hole occurs immediately near the hole exit, but for multi-holes it goes to farther downstream region of the hole exits.

The formation of anti-CRVP is the most difference between the coherent structures of two cases of the study. The rotation direction of these vortex pair is contrary to that of jet vortex pair, so, is named anti-jet vortex pair. The entrainment effect of anti-CRVPs forms a low temperature region below the vortexes which leads to increasing the film cooling effectiveness.

Figure 5 shows instantaneous distribution of film cooling impact on the test surface. The entrainment effect of horseshoe vortexes results in the formation of high-effectiveness leg pair wrapped around the round hole. At downstream of the jet, reattachment of jet is occur at X/D=2~3. Due to the jet lift-off and mixing the coolant with hot mainstream, the values of cooling effectiveness in both streamwise and spanwise directions is very low for the single hole. When the multi-holes are used, the mixing of coolant and mainstream air decreases and consequently the lateral and streamwise effectiveness increases. As shown in Figure 5, the coverage of coolant for fan-shaped multi-holes is better in streamwise and spanwise directions, especially at near of the hole exits.

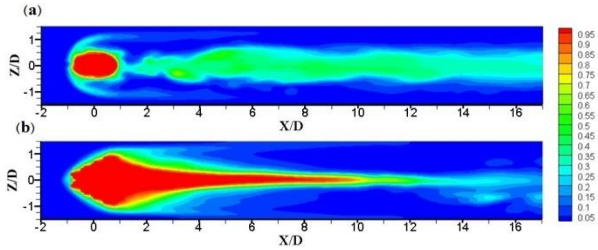


Figure 5. Instantaneous distribution of film cooling effectiveness on the test surface for a) single cylindrical hole, and b) fan-shaped multi-holes

5. Conclusion

Numerical investigation with RANS and large eddy simulations are performed to enhance the cooling effectiveness over a flat plate by applying shaped multi-holes. A single cylindrical film cooling hole with 11.1 mm diameter was replaced with 14 small holes with 2.97 mm diameter. The multi-holes (14 small holes) were arranged in fan-shaped configuration. Large eddy simulation is performed by using Smagorinsky turbulent model at M=1.25 to investigate the vortex structures. It was observed that replacing a single hole with the multi-hole leads to a considerable increase in film cooling effectiveness in both axial and lateral directions.

This study showed that the multi-hole configurations have a notable impact on the flow structure and heat transfer. Roller vortexes or heads of hairpin vortexes which promote the mixture between mainstream and coolant, in single cylindrical hole are stronger than that for fan-shaped multi-holes. Moreover, the scale of hairpin vortexes for fan-shaped multi-holes is smaller than that for single hole and formation of them occures in farther downstream region of the hole.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک،۳۵، ۱، ۱۴۰۲. (۸۶-۷۱)

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ جریان خنک‌کاری لایه‌ای تک مجرا و مجموعه سوراخ خنک‌کاری*

مقاله پژوهشی

یاسر طاهری(۱) مهران رجبی زرگرآبادی(۲) مهدی جهرمی(۳)

DOI: 10.22067/jacsm.2022.78932.1140

چکیده در این مطالعه جریان خنک‌کاری لایه‌ای بر روی یک صفحه تخت به منظور بررسی اثرات به‌کارگیری مجموعه سوراخ بر اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای با استفاده از رهیافت RANS و LES شبیه‌سازی شده است. هندسه‌های مورد مطالعه شامل تک سوراخ استوانه‌ای با قطر ۱۱/۱ mm و یک مجموعه سوراخ با ۱۴ سوراخ استوانه‌ای ۲/۹۷ میلی‌متری می‌باشند، به طوری که سطح مقطع خروجی لوله خنک‌کاری در هر دو حالت یکسان است. این مجموعه سوراخ به شکل ذوزنقه‌ای چیدمان شده است. شبیه‌سازی عددی در نسبت چگالی ۱/۶، نسبت طول به قطر ٤، زاویه ۳۵ درجه و نسبت دمش ۱/۲۵ صورت گرفته است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که جایگزینی یک تک سوراخ با مجموعه سوراخ شکل داده شده، منجر به افزایش قابل توجهی در اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در هر دو جهت طولی و عرضی می‌گردد، به طوری که افزایش در حدود ۹٤ درصدی در میانگین سطحی اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را در پی دارد. این افزایش در پی تغییر در ساختار گردابه‌ها حاصل می‌گردد. در مجموعه سوراخ خنک‌کاری، مقیاس گردابه‌های سنجاقی شکل کوچکتر از گردابه‌های تک سوراخ است و شکل‌گیری آنها در مکانی دورتر از سوراخ خنک‌کاری صورت می‌گیرد. در ساختار مجموعه سوراخ جفت گردابه‌های anti-jet تشکیل می‌شوند که جهت چرخش این گردابه‌ها بر خلاف جهت CRVP است.

واژه‌های کلیدی خنک‌کاری لایه‌ای، مجموعه سوراخ، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، ساختارهای منسجم.

Large Eddy Simulation of Film Cooling in Single Hole and Multi-holes

Yaser Taheri Mehran Rajabi Zargarabadi Mehdi Jahromi

Abstract *In this research, numerical studies have been performed by Reynolds averaged Navier Stokes (RANS) and large eddy simulations (LES) to investigate the effect of a novel film cooling design multi-holes on the film cooling effectiveness over a flat surface. A single cylindrical hole with 11.1 mm diameter and multi-holes (14 holes with a diameter of 2.97 mm) with fan configuration are considered for simulations. Numerical simulations are performed at a fixed density ratio of 1.6, length-to-diameter of 4, an inclined angle of 35º and blowing ratio 1.25. The results of the present study show that replacing a single hole with multi-holes results in a considerable increase in film cooling effectiveness in both axial and lateral directions, so that leads to an increase of about 94 percent in the area-averaged film cooling effectiveness. In the fan-shaped configuration, the scale of hairpin vortices is smaller than the single cylindrical hole, and forming of the vortices occurs in farther regions downstream of the hole. A pair of anti-jet vortices is formed in the structure of the multi-holes and the rotation direction of these vortices is opposite to the CRVP direction.*

Keywords film cooling, multi-holes, large eddy simulation, coherent structures.

*تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۱/۷/۳ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۱/۹/۲۳ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان.

(۲) نویسنده مسئول: دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

(۳) استادیار، دانشگاه صنعتی مالک اشتر.

Email: rajabi@semnan.ac.ir

مقدمه

خنک‌کاری لایه‌ای یکی از تکنیک‌های مفیدی است که بـه طـور گسترده در ساخت توربینهای گازی مورد استفاده قرار مـی‌گیـرد و به توربینهای گازی امروزی اجازه می‌دهد تا رانـدمانی بـالا و متعاقب آن عمر طولانیتر را به دست آورند. در خنک‌کاری لایه-ای، هوای خنک از طریق سوراخهای خنک‌کاری بر روی سـطح مورد نظر تزریق و یک لایه نازک نسـبتاً خنـک بـر روی سـطح تشکیل می‌دهد که منجر به محافظت مؤثر سطح جامد از جریان اصلی دما بالا می‌گردد [1]. از آنجایی که سـیال خنـک‌کـاری از کمپرسور استخراج می‌شـود، اسـتفاده از کمتـرین مقـدار سـیال خنک‌کاری برای محافظت سطح در برابر دمای جریان اصـلی و دستیابی به راندمان بـالای چرخـه تـوربین گـازی مـورد توجـه طراحان می‌باشد.

سوراخ استوانه‌ای ساده‌ترین هندسـه سـوراخ خنـک‌کـاری است که به طـور معمـول دارای زاویـه‌ای در حـدود ۳۰ تـا ۳۵ درجه می‌باشند [2]. تحقیقـات زیـادی بـه منظـور بررسـی اثـر پارامترهای هندسی بر عملکرد خنک‌کاری سوراخ‌های اسـتوانه-ای صورت گرفته است [3-5]. با توجه بـه بلنـد شـدن جـت و اثرات نامطلوب جفت گردابه‌هـای ضـد چـرخش (CRVP) در سوراخ‌های استوانه‌ای به خصوص در نسـبت دمـش‌هـای بـالا، هندسه‌های جایگزین به منظور اثربخشی بهتـر در پـایین دسـت جریان در نظر گرفته شده‌اند. از جمله می‌توان بـه سـوراخهـای گسترش یافته [6,7] و سوراخهای با زاویه ترکیبـی [8,9] اشـاره نمود. جون کیم و وانگ کیم نیز [10] یک سوراخ اسـتوانه‌ای بـا ورودی همگرا را شبیه‌سازی و پارامترهای مؤثر بـر عملکـرد آن را مورد بررسی قرار دادند. در این زمینه الی و جوبران [11] بـه مطالعه عددی طرح جدیدی از خنک‌کاری لایه‌ای بـا اسـتفاده از سوراخ‌های متقارن وابسته پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد کـه استفاده از این سوراخ‌ها به طور قابـل تـوجهی جفـت ورتکـس اولیه گردابه‌ای را کاهش می‌دهد و همچنین بهبود قابل تـوجهی در اثربخشی خنک‌کاری در تمامی نسبتهای دمش ایجاد می‌کنند.

در بسیاری از مطالعات، تأثیر پارامترهای هندسی مختلف بر عملکرد سوراخ‌های فن شکل ارائه شده اسـت [12-15]. نتـایج این مطالعات نشان می‌دهد که به‌کارگیری ایـن نـوع سـوراخ بـا ایجاد تغییر در ساختار گردابه‌ها نسبت به تک سوراخ استوانه‌ای، با کاهش ضخامت لایه مرزی موجـب افـزایش اثربخشـی مـی-گردند. اما نکته قابل توجه این است که اگرچه سـوراخ‌هـای بـا هندسه‌های مختلف در خروجی، اثربخشی بالاتری را نسبت بـه سوراخهای استوانه‌ای معمول فراهم می‌کننـد، امـا سـوراخ‌هـای شکل‌دار در مقایسه با سـوراخ اسـتوانه‌ای گـران‌قیمـت بـوده و ساخت آنها دشوار است [16]. در سال‌های اخیر، محققان بـرای بهینه‌سازی اثربخشی خنک‌کاری لایـه‌ای بـدون از سـوراخ‌هـای شکل‌دار در خروجی نتایج جدیدی را ارائه نموده‌انـد. از جملـه این موارد می‌توان به به‌کارگیری پله با هندسـه‌هـای مختلـف در بالادست جریان [16,17]، استفاده از ریب با زوایای مختلـف در درون سوراخ خنک‌کاری [18]، ایجـاد سـوراخهای anti-vortex [19]، استفاده از سوراخ‌های با پاشش معکـوس [20] و سـوراخ سه شاخه‌ای [21] اشاره نمود. بنابراین یافتن طرحهـای خنـک-کاری جدیـد بـا اسـتفاده از هندسـه سـاده بـرای سـوراخ‌هـای استوانه‌ای متداول به منظور دستیابی بـه اثربخشـی خنـک‌کـاری مشابه و حتی بهتر از سوراخهای شکل‌دار می‌توانـد ارزشـمند - باشد.

فعل و انفعال بین جت و جریان اصـلی منجـر بـه تشـکیل ساختارهای پیچیـده گردابـه‌ای مـی‌شـود کـه ایـن سـاختارهای گردابه‌ای تأثیر بسیاری در عملکرد خنـک‌کـاری لایـه‌ای دارنـد. رویکردهای مبتنی بر RANS مملو از عدم قطعیتهای مدل‌سـازی و داده‌هایی با متوسط‌گیری زمانی را ارائه مـی‌دهنـد و قـادر بـه ضبط پدیده‌های وابسته به زمان نظیر شکست گردابه یا جدایش دوره‌ای سـاختارهای جریـان نیسـتند. آچاریـا و همکـاران [22] نشان دادند که عدم دقت در مدلهای آشفتگی، منجـر بـه پـیش-بینی‌های نادرست در حوزه جریان و انتقال حرارت سـطح مـی-شود. همچنین نشان دادند که راه حلهای LES میانگین سـرعت و استرس‌های آشفتگی را بهتر از مدلهای RANS پیش‌بینی کرده است. از این رو برای بررسی تکامل گردابـه‌هـا در خنـک‌کـاری لایه‌ای، از شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ استفاده شده اسـت [23-25].

تیاگی و آچاریا [26] با به‌کارگیری LES به بررسی جریـان یک ردیف سوراخ استوانه‌ای زاویه‌دار در نسبت دمـش ۰/۵ و ۱ پرداختند. همچنین ساکای و همکاران [27] با شبیه‌سازی جریان جت گرد شیبدار در نسبت دمشهای مختلف با اسـتفاده از LES دریافتند که CRVPهای موجود که با متوسط‌گیری زمانی حـوزه جریان قابل مشاهده می‌باشند، در واقع از سـاختارهای مختلـف

گردابه‌ای سرچشمه می‌گیرند که این ساختارها با نسبت دمش تغییر می‌کنند. به‌کارگیری سوراخ‌های شکل‌دار و افزایش اثربخشی آدیاباتیک این نوع سوراخها نسبت به سوراخ‌های استوانه‌ای متداول، محققان را به بررسی دقیقتر رفتار گردابه‌های حاصل از این نوع سوراخ‌ها با استفاده از رهیافت LES ترغیب نموده است [28,29]. لیدوم و آچاریا [30] فیزیک جریان برخاسته از سوراخهای گسترش‌یافته جانبی و کنسول را با سوراخ استوانه‌ای مقایسه نمودند و دریافتند که شکل سوراخ خنک‌کاری نقش مهمی در توزیع و پوشش سیال خنک‌کاری دارد. وانگ و همکاران [31] رفتار گردابه‌های سوراخ ذوزنقه‌ای شکل را با LES مطالعه نموده و دریافتند که سوراخ‌های ذوزنقه‌ای به دلیل سرعت پایین جت، گردابه‌های غلتکی و نعل اسبی ضعیفتری را نسبت به سوراخ‌های گرد از خود نشان می‌دهند.

هدف اصلی در این مطالعه افزایش اثربخشی خنک‌کاری با به‌کارگیری ساختار ساده سوراخ استوانه‌ای و عدم مواجهه با مشکلات موجود در فرایند ساخت سوراخ‌های شکل‌دار می‌باشد. از این رو با معرفی راهکار جدیدی به جای استفاده از تک سوراخ استوانه‌ای از مجموعه‌ای از سوراخ‌های استوانه‌ای که با چیدمان ذوزنقه‌ای در کنار یکدیگر قرار گرفته، استفاده شده است. علاوه بر شبیه‌سازی با رهیافت RANS، به منظور شبیه‌سازی دقیقتر و درک بهتر رفتار جریان خنک‌کاری لایه‌ای حاصل از تک سوراخ و مجموعه سوراخ خنک‌کاری، رهیافت LES نیز مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی RANS و LES مطالعه حاضر تأیید می‌کند که استفاده از چندین سوراخ با چیدمان شکل‌داده شده به طور قابل توجهی باعث افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در مقایسه با تک سوراخ استوانه‌ای می‌شود.

مدل RANS

معادلات ناویراستوکس متوسط‌گیری‌شده رینولدزی (RANS) پایا با استفاده از یک روش حجم محدود مبتنی بر المان و با گسسته‌سازی مکانی معادلات حاکم حل می‌گردند. مدل ریاضی خنک‌کاری لایه‌ای شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی در حالت پایا عبارتند از [32]:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (۱)$$

$$\rho U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_i \partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \overline{u_i u_j}\right) \qquad (۲)$$

$$\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \qquad (۳)$$

$$U_i \frac{\partial \Theta}{\partial x_i} = \alpha \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_i \partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{u_i \theta}\right) \qquad (٤)$$

در این مطالعه برای مدلسازی تانسور تنش رینولدزی $(\overline{u_i u_j})$ از realizable k–ε با enhanced wall treatment استفاده شده است [33]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho k u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \qquad (۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \varepsilon u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \qquad (٦)$$

μ_t به عنوان تابعی از k و ε به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad (۷)$$

که در آن C_μ مقدار ثابتی نیست. جزئیات مربوط به معادلات فوق برای انرژی جنبشی آشفتگی (k)، نرخ اتلاف آن (ε)، ثابتهای مدل و تعریف C_μ را می‌توان در مراجع [32,33] مشاهده نمود.

مدل LES

LES مبتنی بر فیلترگیری مکانی میدان جریان می‌باشد. ساختارهایی از میدان جریان، که بزرگتر از پهنای فیلتر می‌باشند به صورت مستقیم از معادلات ناویراستوکس محاسبه می‌گردند، در حالی که سایر ساختارهای جریانی کوچکتر از پهنای فیلتر، به عبارت دیگر مقیاس‌های زیر شبکه، مدل‌سازی می‌گردند. معادلات حاکم در LES عبارتند از [32]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \bar{u}_i\right) = 0 \qquad (۸)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{u}_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}\right)-\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i}-\frac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{۹}$$

$$\frac{\partial\rho\bar{h}_s}{\partial t}+\frac{\partial\rho\bar{u}_i\bar{h}_s}{\partial x_i}-\frac{\partial\bar{p}}{\partial t}-\bar{u}_j\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i}-\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda\frac{\partial\bar{T}}{\partial x_i}\right)=-\frac{\partial q_j}{\partial x_j} \tag{۱۰}$$

q_j فلاکس آنتالپی زیرشبکه است و به صورت زیر مدل می‌شود:

$$\rho\left(\overline{u_i h_s}-\bar{u}_i\bar{h}_s\right)=-\frac{\mu_{SGS}C_P}{Pr_{SGS}}\frac{\partial\bar{T}}{\partial x_j} \tag{۱۱}$$

که در رابطه بالا μ_{SGS} و Pr_{SGS} به‌ترتیب ویسکوزیته و عدد پرانتل زیرشبکه می‌باشد. تنش برشی (τ_{ij}) به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\tau_{ij}-\frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij}=-2\mu_t\bar{S}_{ij} \tag{۱۲}$$

که $\bar{S}_{ij}$ نرخ تانسور کرنش است:

$$\bar{S}_{ij}\equiv\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{۱۳}$$

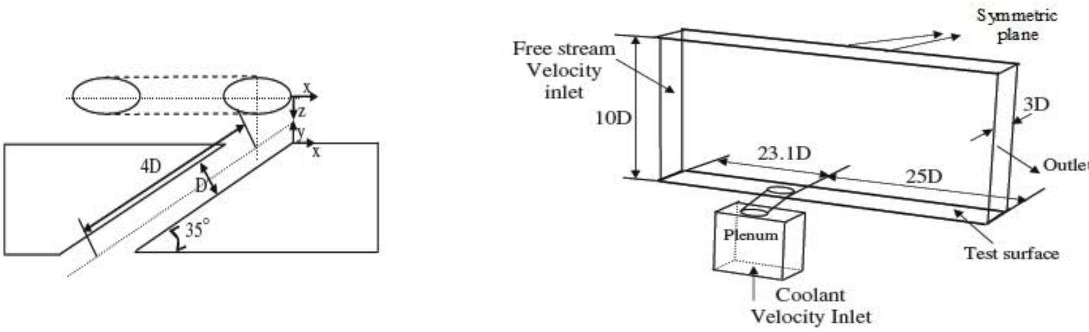
در مدل آشفتگی اسماگورینسکی [34] ویسکوزیته مقیاس زیرشبکه با رابطه زیر مدل‌سازی می‌شود:

$$\mu_t=\rho(C_S\Delta)^2|\bar{S}| \tag{۱۴}$$

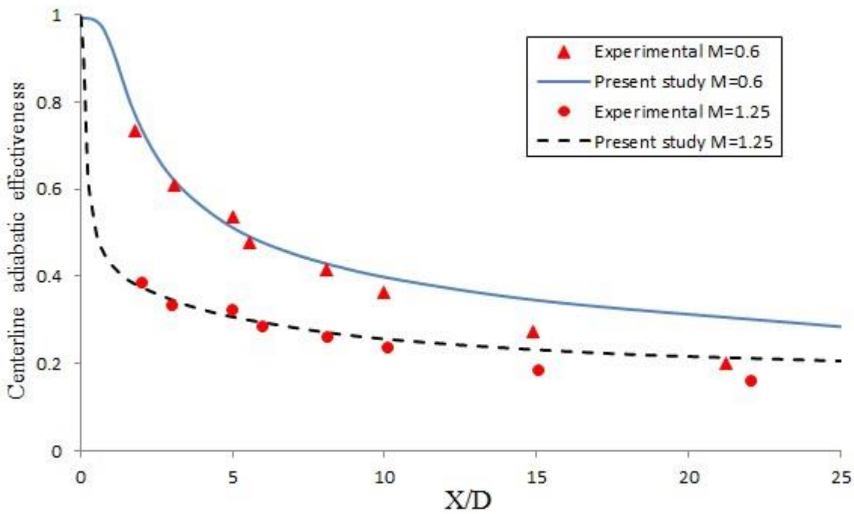
که C_S ثابت اسماگورینسکی و مقدار ۰/۱ در محاسبات لحاظ شده است و Δ طول مشخصه است.

دامنه محاسباتی و شرایط مرزی

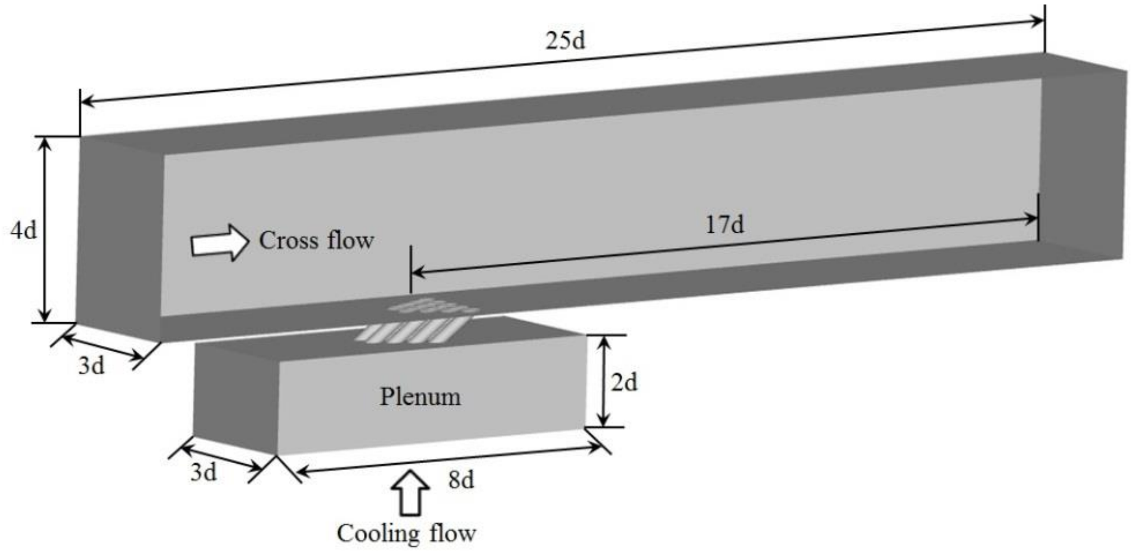
دامنه محاسباتی در این مطالعه به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از تک سوراخ استوانه‌ای بر پایه هندسه مطالعه تجربی اشمیت و همکاران [35] می‌باشد که بر روی یک صفحه تخت با یک ردیف سوراخ استوانه‌ای با قطر ۱۱/۱ میلی‌متر انجام گرفته است (شکل ۱). دامنه محاسباتی برای هندسه مورد نظر شامل پلنوم، و داکت دربرگیرنده صفحه تست می‌باشد. به منظور افزایش دقت در پیش‌بینی نتایج مربوط به مدل‌سازی عددی، در نظر گرفتن منبع تغذیه پلنوم در دامنه محاسباتی امری ضروری است و انجام این کار موجب بهبود پیش‌بینی اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای مخصوصاً در نسبت‌های دمش پایین و در مقادیر کم نسبت‌های طول به قطر سوراخ می‌شود. با توجه به پیچیدگی رفتار جریان، ناحیه ورودی هوای خنک از پلنوم به سوراخ و ناحیه خروج هوای خنک از سوراخ به جریان اصلی به شبکه‌بندی دقیقتری نیازمندند. تمامی شرایط مرزی و سرعت ورودی بر مبنای آزمایش‌های اشمیت و همکاران در شبیه‌سازی اولیه به منظور اعتبارسنجی لحاظ شده است. نتیجه شبیه‌سازی در نسبت دمش ۰/٦ و ۱/۲۵ در شکل (۲) نشان داده شده است که مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد. اما از آنجایی که به‌کارگیری این دامنه محاسباتی برای حل LES مستلزم شبکه‌بندی با تعداد بسیار زیادی گره می‌باشد، از این رو دامنه محاسباتی با ابعادی کوچکتر و تغییر در شرط مرزی سرعت ورودی جریان اصلی برای شبیه‌سازی RANS و LES در این مطالعه در نظر گرفته شده است (شکل ۳).



شکل ۱ دامنه محاسباتی و شرایط مرزی مربوط به تک سوراخ خنک‌کاری اشمیت و همکاران [35]



شکل ۲ مقایسه اثربخشی خط مرکزی با نتایج آزمایشگاهی تک سوراخ استوانه‌ای



شکل ۳ دامنه محاسباتی برای تک سوراخ و مجموعه سوراخ خنک‌کاری در رهیافت LES

برای دامنه محاسباتی مجموعه سوراخ‌ها، سوراخ با قطر ۱۱/۱ میلی‌متر، به ۱۴ سوراخ با قطر ۲/۹۷ میلی‌متر تقسیم شده است به طوری که فاصله مرکز به مرکز سوراخها ۱/۵ برابر قطر سوراخها می‌باشد. در هر دو دامنه محاسباتی، مساحت خروجی سوراخ خنک‌کاری برابر می‌باشد. سایر پارامترها مورد بررسی به جز تعداد و اندازه سوراخ‌ها در هر دو دامنه محاسباتی یکسان می‌باشد. هندسه سوراخها دارای زاویه تزریق ۳۵ درجه و نسبت طول به قطر لوله ٤ می‌باشند. یک پروفیل آشفته کاملاً توسعه یافته (قانون توانی ۱/۷ با ضخامت لایه مرزی δ=۰/۵D) در ورودی جریان اصلی در نظر گرفته شده است [29,31]. سرعت ورودی یکنواخت پلنوم و سرعت متوسط جریان اصلی برای به دست آوردن نسبت دمش M=۱/۲۵ تنظیم شده است. دمای سیال خنک‌کاری و جریان اصلی به ترتیب ۱۸۷/۵ و ۳۰۰ درجه کلوین است. شدت آشفتگی جریان آزاد و جریان خنک‌کاری به ترتیب ۰/۲٪ و ۰/۱٪ در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی تقارن در دیواره بالایی و طرفین جریان اصلی اعمال شده است. صفحه تست، لوله‌های خنک‌کاری و پلنوم با شرط مرزی دیواره آدیاباتیک بدون لغزش شبیه‌سازی شده‌اند.

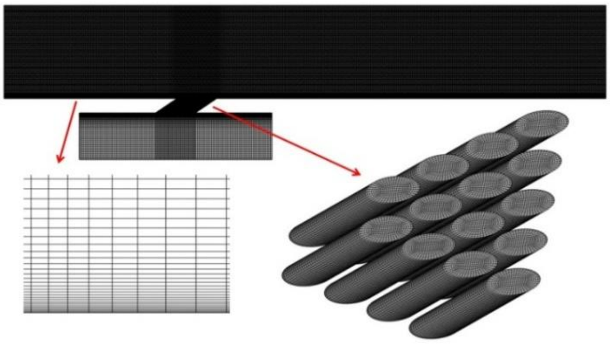
حل عددی

در تحقیق حاضر از شبکه‌ای سازمان یافته و غیر یکنواخت برای گسسته‌سازی میدان حل استفاده شده است. نمونه‌ای از شبکه‌بندی در شکل (٤) نشان داده شده است. ساختار این شبکه‌بندی در نزدیکی دیواره به گونه‌ای پالایش شده است که

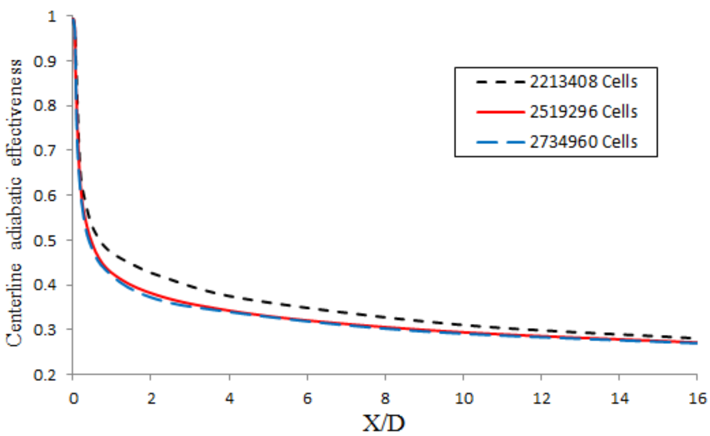
مقدار y^+ در نزدیکی اولین شبکه کمتر از یک باشد. ضریب انبساط در جهت دیواره عمودی ۱/۰۵ است. شبیه‌سازی‌ها با به‌کارگیری نرم‌افزار ANSYS fluent انجام شده است. در هر دو رهیافت برای کوپلینگ فشار–سرعت از الگوریتم «سیمپل‌سی» استفاده شده است. نتیجه استقلال حل از شبکه برای تک سوراخ استوانه‌ای در رهیافت RANS در شکل (۵) نشان داده شده است. مقادیر خطای باقی‌مانده برای همگرایی در مقدار 10^{-4} برای معادله پیوستگی و 10^{-6} برای معادلات مومنتوم و انرژی تنظیم شده است. در حل LES، گام زمانی ($\Delta t=2\times10^{-5}$) به گونه‌ای انتخاب شده است که عدد CFL در تمامی دامنه محاسباتی کمتر از یک باقی بماند. مقادیر متوسط زمانی در t=۱۰T ($T = L/u_\infty$، ده بار جاروب نمودن دامنه با سرعت جریان اصلی) محاسبه شده است. برای حل LES از سیستم محاسبات سنگین دانشگاه سمنان استفاده شده است. این سیستم دربرگیرنده ٦٠ هسته ۲/۲ GHz است که به صورت موازی و در زمانی در حدود ۲٤٠ ساعت به کار گرفته شده است تا نتایج مورد نظر ثبت گردد.

نتایج

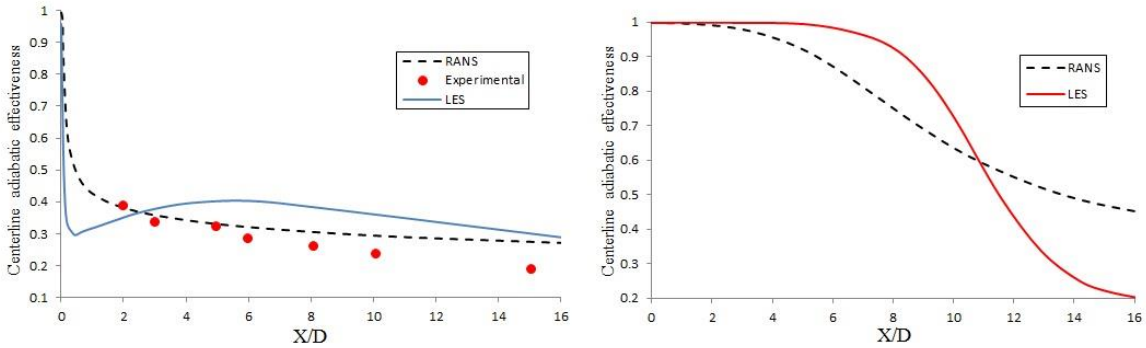
اثربخشی آدیاباتیک خط مرکزی حاصل از شبیه‌سازی RANS و LES (متوسط زمانی) مربوط به هر دو هندسه مورد مطالعه، در شکل (٦) با یکدیگر مقایسه شده است. همان طور که در شکل (٦) مشاهده می‌شود استفاده از مجموعه سوراخ به طور قابل توجهی افزایش اثربخشی خنک‌کاری را در پی دارد. بر طبق نتایج LES ساکای و همکاران [27] با افزایش نسبت دمش (M>۰/۵) در یک سوراخ استوانه‌ای به دلیل lift-off جت، جت خروجی به درون جریان متقاطع نفوذ می‌کند، بنابراین، اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بلافاصله در پایین دست خروجی سوراخ کاهش می‌یابد. سپس، جت خارج شده مجدداً به سطح دیوار متصل می‌گردد و اثر خنک‌کاری لایه‌ای بهبود می‌یابد. این موضوع در شکل (٦–الف) کاملاً مشهود است. به نظر می‌رسد با به‌کارگیری مجموعه سوراخ، این شرایط به جای عملکرد در خروجی سوراخ، به پایین دست آن (X/D>۱۰) منتقل می‌گردد و شرایط در نزدیکی سوراخ خنک‌کاری در حالت ایدئالی باقی می‌ماند.



شکل ٤ ساختار شبکه‌بندی مجموعه سوراخ خنک‌کاری ذوزنقه‌ای

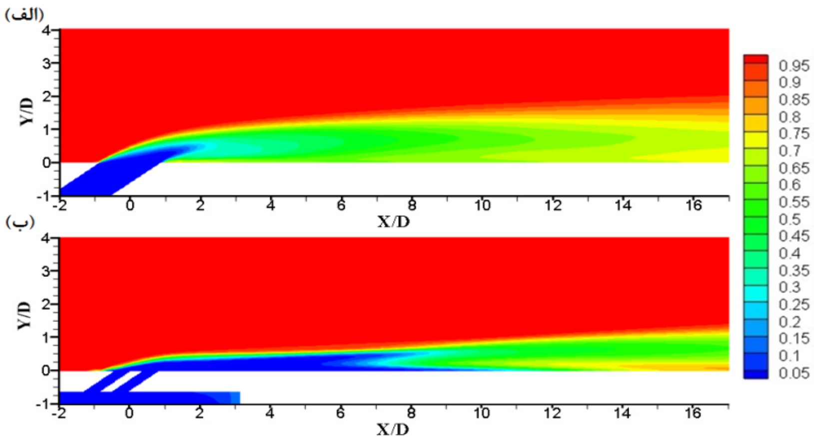


شکل ۵ حساسیت ساختار شبکه‌بندی برای تک سوراخ استوانه‌ای در نسبت دمش ۱/۲۵



(الف) (ب)

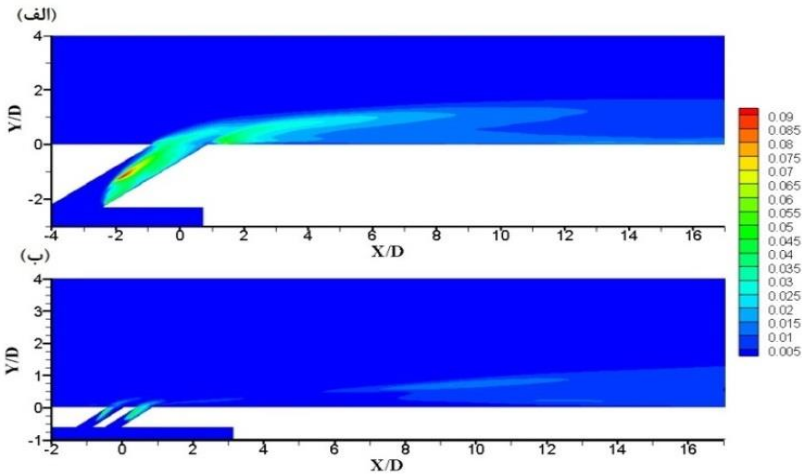
شکل ٦ مقایسه اثربخشی خنک‌کاری خط مرکزی الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ خنک‌کاری ذوزنقه‌ای



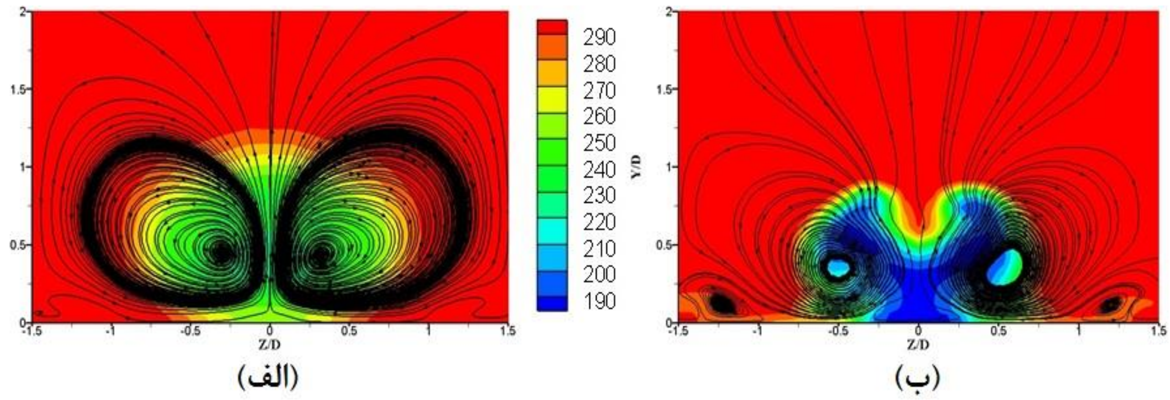
شکل ۷ متوسط زمانی دمای بی‌بعد بر روی صفحه مرکزی (Z/D=۰)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای

همان طور که در شکل (۷) نشان داده شده است نفوذ سیال خنک‌کاری به درون جریان اصلی و اختلاط با آن، در مجموعه سوراخ بسیار کمتر از تک سوراخ است که این امر منجر به پوشش بهتر این نوع چیدمان می‌شود. توزیع لحظه‌ای انرژی جنبشی آشفتگی بی‌بعد نیز در شکل (۸) نشان داده شده است. همان طور در شکل (۸) دیده می‌شود، مقادیر بالای آشفتگی در دو ناحیه مهم رخ می‌دهد. یک ناحیه بر روی دیواره پایینی سوراخ خنک‌کاری است و ناحیه دیگر در خروجی جت و پایین دست آن می‌باشد. در ناحیه اول، جدایش لایه مرزی منجر به گرادیان سرعت بالا و افزایش انرژی جنبشی آشفتگی می‌شود. در ناحیه دوم، فعل و انفعال لایه مرزی جریان اصلی با حلقه گردابه‌ای جت، منجر به تنش برشی بالا و تولید بالاترین سطح آشفتگی می‌شود [29]. این سطح آشفتگی بالا برای تک سوراخ استوانه‌ای به افزایش اختلاط بین سیال خنک‌کاری و جریان اصلی منجر می‌شود. از شکل (۸- ب) کاملا آشکار است به‌کارگیری مجموعه سوراخ منجر به کاهش قابل توجهی در سطح ناحیه انرژی جنبشی آشفتگی در خروجی جت و مقادیر آن در پایین دست جریان نسبت به تک سوراخ استوانه‌ای شده است که این موضوع کاهش اختلاط سیال خنک‌کاری و جریان اصلی و افزایش اثربخشی خنک‌کاری را نیز به دنبال دارد.

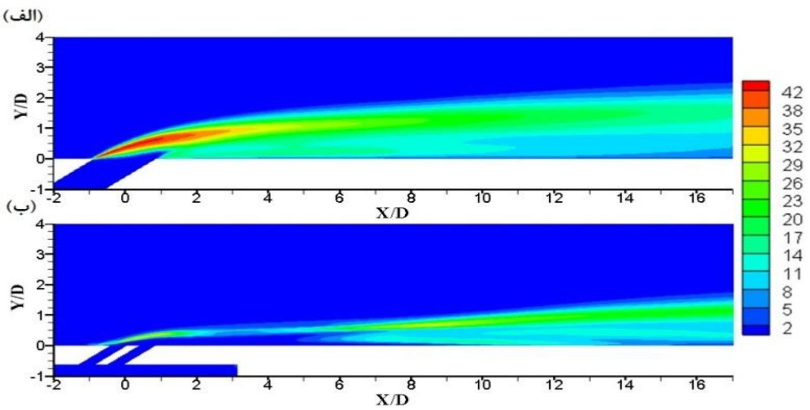
توزیع متوسط زمانی خطوط جریان بر روی صفحه عرضی در مقطع X/D=۳ با کانتور دما شکل (۹) نشان داده شده است. CRVP مهمترین دلیل کاهش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای است که در اثر برهمکنش بین جت و جریان اصلی ایجاد می‌شود و جریان اصلی گرم را به درون هوای خنک‌کاری می‌کشد. این جفت ورتکس‌ها در تک سوراخ استوانه‌ای بسیار مشهود و قدرتمند می‌باشند شکل (۹- الف). افزایش فاصله جانبی و جدایش گردابه‌ها باعث کاهش قدرت جفت ورتکس‌ها شده [36,37] و منجر به تمایل بیشتر سیال خنک‌کاری به باقی ماندن در نزدیکی سطح می‌شود. همان طور که در شکل (۹- ب) نشان داده شده است، این امر با به‌کارگیری مجموعه سوراخ خنک‌کاری محقق شده است و افزایش اثربخشی خنک‌کاری را در پی دارد.



شکل ۸ توزیع لحظه‌ای انرژی جنبشی آشفتگی بی‌بعد بر روی صفحه مرکزی (Z/D=۰)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای

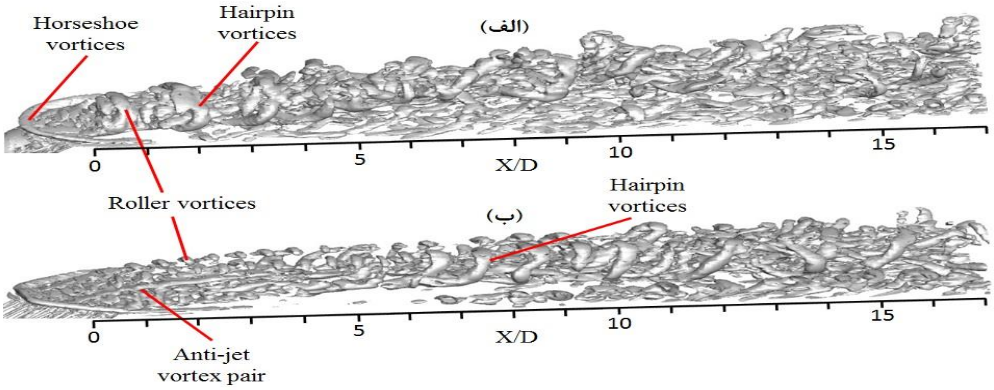


شکل ۹ توزیع متوسط زمانی خطوط جریان بر روی X/D=۳، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای



شکل ۱۰ توزیع مقادیر دمای نوسانی بر روی صفحه مرکزی (Z/D=۰)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای

سطح مشترک بین جت خنک‌کاری و جریان اصلی با استفاده از اندازه‌گیری دمای نوسانی (T_{rms}) مشخص می‌شود [38]. شکل (۱۰) کانتور دمای نوسانی بر روی صفحه مرکزی را نشان می‌دهد. خط مشترک جت و جریان اصلی با محل دمای نوسانی بالا تعریف می‌شود. همان طور که در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود در تک سوراخ استوانه‌ای فعل و انفعال قوی بین حوزه جریان گرم و سرد روی می‌دهد در حالی که در مجموعه سوراخ، مقادیر دمای نوسانی و توزیع ناحیه انرژی سینتیک (شکل ۸) در مقایسه با تک سوراخ بسیار کمتر است. این امر نشان دهنده مقادیر کمتر اختلاط آشفتگی جت با جریان اصلی در این چیدمان می‌باشد.



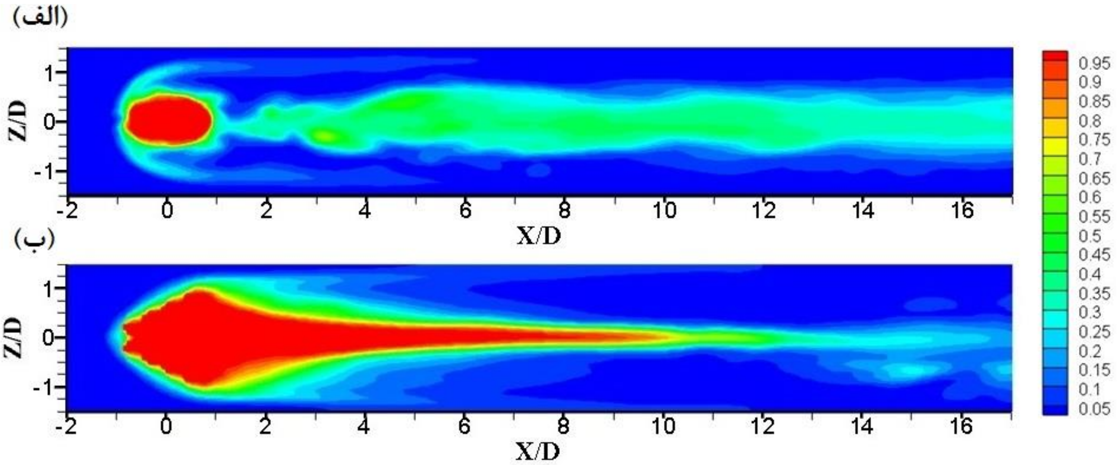
شکل ۱۱ ساختارهای منسجم خنک‌کاری لایه‌ای ($Value of iso-surface:1×10^6$)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای

در ایـــن مطالعـــه از روش معیـــار-Q بـــرای تشـــخیص ساختارهای منسجم استفاده شده است. شکل (۱۱) ســاختارهای منسجم خنک‌کـاری لایـه‌ای تـک سـوراخ و مجموعـه سـوراخ خنک‌کاری را نشان می‌دهد. گردابه‌های سنجاقی شکل، گردابـه-های متداول در حوزه جریان جت با جریان اصـلی هسـتند. اثـر گردابه‌های سنجاقی شکل، به خصوص پایه افقی آن که مطابق با CRVP است [39]، اختلاط جریان اصلی و سیال خنک‌کاری را تقویت نموده و اثربخشی خنک‌کاری را کاهش می‌دهد. در زیـر ساختارهای سنجاقی شکل، اثربخشی خنک‌کاری لایـه‌ای انـدک است.

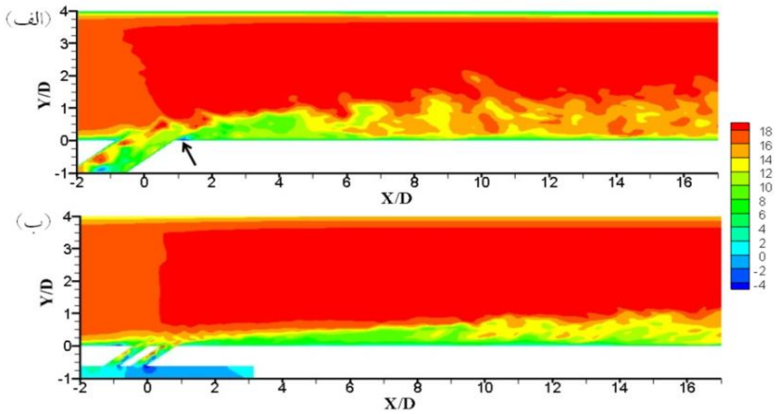
تشـکیل گردابــه‌هــای نعــل اســبی (horseshoe vortices) بلافاصله در بالادست خروجی سوراخ به دلیـل گرادیـان فشـار است [40]. با توجه به شکل (۱۱) می‌توان مشاهده کرد خطی از چندین گردابه سنجاقی شکل در پایین دست سوراخ ایجاد مـی-شود که توزیع آنها در پایین دست جریان نامنظم اسـت. امـا در مجموعه سوراخ خنک‌کاری، مقیاس این گردابــه‌هـای سـنجاقی شکل کوچکتر از گردابه‌های تک سوراخ اسـت و شـکل‌گیـری آنها در مکانی دورتر از سوراخ خنک‌کاری صورت می‌گیرد. بـه دلیل اثر برشی در لایه مرزی، گردابه‌های غلتکی که در نزدیکـی حوزه جریان سوراخ خنک‌کاری موجود مـی‌باشـند، بـه تـدریج رشد نموده و درنهایت به صورت گردابــه‌هـای سـنجاقی شـکل تکامل می‌یابند. این تکامل گردابه‌ای در تک سوراخ بـه سـرعت در نزدیکی سوراخ صورت می‌گیرد اما در مجموعـه سـوراخ تـا حد بسیار زیادی این تکامل به پایین دست جریان منتقل شـده و تشکیل گردابه‌های سنجاقی شکل را به تعویق می‌اندازد.

یکی دیگر از ساختارهای مهم اطراف سوراخ، گردابــه‌هـای شناور (hovering) است. این گردابه‌هـا از دیـوار جـدا شـده و بسیاری از گردابه‌های شکسته شـده در مقیـاس کوچـک تولیـد می‌کنند. برخی از این گردابه‌های در مقیاس کوچک، بـا انتهـای گردابه‌های غلتکی ادغام شده و تا حدی شکل‌گیری گردابه‌هـای غلتکی را تقویت می‌کنند. در هر دو طرف مجموعه سوراخ، یک جفت نوار گردابه تولید شده و در اطراف سوراخ پیچیـده مـی-شود. تفاوت مهم در ساختار مجموعه سـوراخ نسـبت بـه تـک سوراخ، تشکیل گردابه‌های anti-CRVP است. جهـت چـرخش این گردابه‌ها بر خلاف جهت CRVP است که به همـین علـت جفت ورتکس anti-jet نامیده می‌شوند. در شکل (۱۰-ب) ایـن ورتکسها در قسمت بالای CRVP مشهود اسـت، کـه بـرخلاف تک سوراخ که جهت چرخش تمـامی خطـوط جریـان در یـک جهت می‌باشد، در مجموعه سوراخ این گونه نیسـت. ایـن نـوع گردابه‌ها با ایجاد سطحی دما پایین در لایه پایینی خود، موجـب افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای می‌شوند.

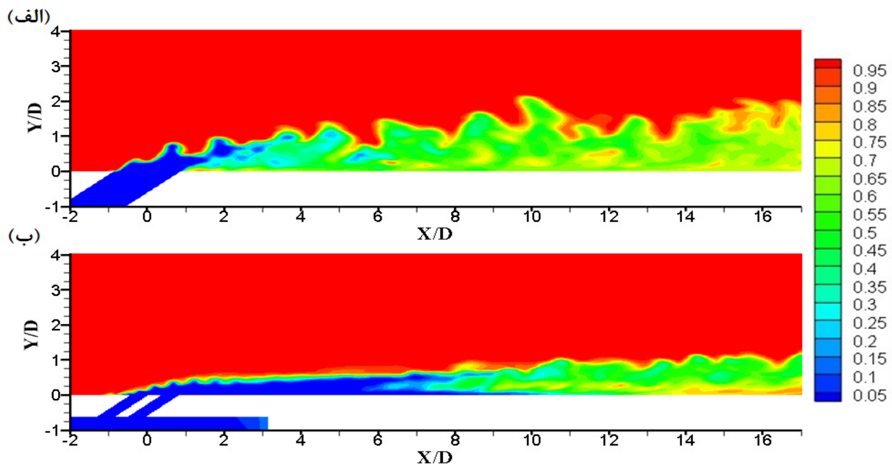
شکل (۱۲) توزیع لحظه‌ای اثربخشی خنـک‌کـاری بـر روی صفحه تست را نشان می‌دهد. مطابق شـکل (۱۲) بـرای حالـت تک سوراخ استوانه‌ای، اثر ورتکس نعل اسبی منجر بـه تشـکیل یک جفت ساقه (leg) با اثربخشی بالا می‌شود که ورتکس نعـل اسبی دور سوراخ پیچیده شده است. در پایین دست سوراخ نیـز اتصال مجدد جت خنک‌کـاری تقریبـاً در X/D=۳~۲ رخ مـی-دهد. جدایی جریان در نزدیکی خروجی تک سوراخ خنک‌کاری در شکل (۱۳) نیز قابل مشـاهده اسـت. ایـن جـدایی منجـر بـه مقادیر منفی سرعت محوری در نزدیکی خروجی تـک سـوراخ شده است. در مقایسه با تک سوراخ استوانه‌ای، همان طـور کـه در شکل (۱۲) دیده می‌شود مجموعه سوراخ اثربخشـی خنـک-کاری بسیار بهتری در نواحی نزدیـک بـه سـوراخ خنـک‌کـاری بدون جدایش جریان و همچنین در پایین دسـت جریـان نشـان می‌دهد.



شکل ۱۲ توزیع لحظه‌ای اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بر روی صفحه تست، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای



شکل ۱۳ توزیع لحظه‌ای سرعت محوری بر روی صفحه مرکزی (Z/D=0)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای



شکل ۱٤ توزیع لحظه‌ای دمای بی‌بعد بر روی صفحه مرکزی (Z/D=۰)، الف) تک سوراخ و ب) مجموعه سوراخ ذوزنقه‌ای

شکل (۱٤) توزیع لحظه‌ای دمای بی‌بعد بر روی صفحه مرکزی را نشان می‌دهد. در تک سوراخ استوانه‌ای به محض ورود جت و اختلاط با جریان اصلی، درجه حرارت آن به سرعت در جهت پایین دست کاهش می‌یابد. جت تزریق شده از سطح پایین دست تزریق جدا شده و سیال جریان متقاطع به زیر جت نفوذ می‌کند. اما در مجموعه سوراخ خنک‌کاری درجه حرارت جت تا X/D~۱۰ تقریباً در مقدار اولیه خود باقی می‌ماند که نشان از عدم نفوذ سیال جریان اصلی به درون جت

می‌باشد. مرز بین جریان اصلی و سیال خنک‌کاری بیان کننده توزیع موج در نزدیکی حوزه جریان است. نقطه اوج موج متناسب با گردابه‌های غلتکی یا سرهای گردابه‌های سنجاقی شکل می‌باشد. گردابه‌های غلتکی اختلاط بین جریان اصلی و سیال خنک‌کاری را تقویت می‌نماید که این موضوع اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را کاهش می‌دهد [29]. در مقایسه با تک سوراخ استوانه‌ای، جت سیال خنک‌کاری حاصل از مجموعه سوراخ به سطح نزدیکتر است و توانایی نفوذ ضعیفتری را در جهت عمودی نشان می‌دهد و اثربخشی خنک‌کاری بهتری را فراهم می‌نماید. همچنین از شکل (۱۴-ب) مشخص است که گردابه‌های غلتکی در مجموعه سوراخ دارای قدرت کمتری می‌باشند.

نتیجه‌گیری

در این مطالعه جریان خنک‌کاری لایه‌ای بر روی یک صفحه تخت با استفاده از رهیافت RANS و LES به منظور بررسی اثرات به‌کارگیری مجموعه سوراخ بر اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای شبیه‌سازی شده است. هندسه‌های مورد مطالعه در این شبیه‌سازی شامل تک سوراخ استوانه‌ای با قطر ۱۱/۱ mm و یک مجموعه سوراخ با ۱۴ سوراخ استوانه‌ای ۲/۹۷ میلی‌متری می‌باشند. این مجموعه سوراخ به شکل سوراخ ذوزنقه‌ای چیدمان شده است. شبیه‌سازی عددی در نسبت چگالی ۱/۶، نسبت طول به قطر ٤، زاویه ۳۵ درجه و نسبت دمش ۱/۲۵ صورت گرفته است. نتایج به دست آمده از هر دو رهیافت نشان می‌دهد که جایگزینی تک سوراخ با مجموعه سوراخ شکل داده شده، منجر به افزایش قابل توجهی در اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در هر دو جهت طولی و عرضی می‌گردد که این افزایش در پی تغییر در ساختار گردابه‌ها حاصل می‌گردد.

فعل و انفعال بین جت و جریان اصلی منجر به تشکیل ساختارهای پیچیده گردابه‌ای می‌شود که این ساختارهای گردابه‌ای تأثیر بسیاری در عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای دارند. رویکردهای مبتنی بر RANS قادر به ضبط پدیده‌های وابسته به زمان نظیر شکست گردابه یا جدایش ساختارهای جریان نیستند. به همین دلیل نتایج دو رهیافت متفاوت است. نتایج حاصل از رهیافت LES نشان می‌دهد که در یک سوراخ استوانه‌ای به دلیل lift-off جت، اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بلافاصله در پایین دست خروجی سوراخ کاهش یافته و سپس، جت خارج شده مجدداً به سطح دیوار متصل می‌گردد. با به‌کارگیری مجموعه سوراخ، این شرایط به جای عملکرد در خروجی سوراخ، به پایین دست آن (X/D>۱۰) منتقل شده و شرایط در نزدیکی سوراخ خنک‌کاری در حالت ایدئالی باقی می‌ماند. در مجموعه سوراخ، مقادیر دمای نوسانی و توزیع ناحیه انرژی سینتیک در مقایسه با تک سوراخ بسیار کمتر است، که نشان‌دهنده مقادیر کمتر اختلاط آشفتگی جت با جریان اصلی در این چیدمان می‌باشد.

در مقایسه با تک سوراخ استوانه‌ای، جت سیال خنک‌کاری حاصل از مجموعه سوراخ به سطح نزدیکتر است و توانایی نفوذ ضعیف‌تری را در جهت عمودی نشان می‌دهد و اثربخشی خنک‌کاری بهتری را فراهم می‌نماید. به دلیل اثر برشی در لایه مرزی، گردابه‌های غلتکی که در نزدیکی حوزه جریان سوراخ خنک‌کاری موجود می‌باشند، به تدریج رشد نموده و درنهایت به صورت گردابه‌های سنجاقی شکل تکامل می‌یابند. این تکامل گردابه‌ای در تک سوراخ به سرعت در نزدیکی سوراخ صورت می‌گیرد اما در مجموعه سوراخ تا حد بسیار زیادی این تکامل به پایین دست جریان منتقل شده و تشکیل گردابه‌های سنجاقی شکل را به تعویق می‌اندازد. گردابه‌های غلتکی که اختلاط بین جریان اصلی و سیال خنک‌کاری را تقویت نموده و اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را کاهش می‌دهند، در مجموعه سوراخ دارای قدرت کمتری می‌باشند. در مجموعه سوراخ خنک‌کاری، مقیاس گردابه‌های سنجاقی شکل کوچکتر از گردابه‌های تک سوراخ است و شکل‌گیری آنها در مکانی دورتر از سوراخ خنک‌کاری صورت می‌گیرد. در ساختار مجموعه سوراخ جفت گردابه‌های anti-jet تشکیل می‌شوند که جهت چرخش این گردابه‌ها بر خلاف جهت CRVP است و برخلاف CRVP اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای را بهبود می‌بخشند.

فهرست علائم

CFL	پارامتر Courant, Freidricks, Levy= $\frac{U\Delta t}{\Delta x}$
D	قطر سوراخ
h_s	آنتالپی محسوس
L	طول کانال جریان اصلی
M	نسبت دمش= $(\rho U)_c/(\rho U)_\infty$
Re	عدد رینولدز
T	دما
t	زمان

TKE	انرژی سینتیک آشفتگی بی‌بعد $=\frac{1/2(u_{rms}^2+v_{rms}^2+w_{rms}^2)}{u_\infty^2}$
Tu	شدت آشفتگی
u, v, w	مولفه‌های سرعت در راستای x، y و z

علائم یونانی

ρ	چگالی سیال
λ	ضریب هدایت حرارتی
η (eta)	اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای آدیاباتیک، $\eta=\frac{T_{aw}-T_\infty}{T_C-T_\infty}$
μ_t	ویسکوزیته مقیاس زیرشبکه
θ	دمای بی‌بعد، $\theta=\frac{T-T_C}{T_\infty-T_C}$
Δ	طول مشخصه
Θ	انرژی داخلی

زیرنویس

c	سیال خنک‌کاری
aw	دیواره آدیاباتیک
∞	جریان اصلی

واژه نامه

Large eddy simulation	شبیه سازی گردابه های بزرگ
CRVP	جفت گردابه های عکس گرد
Horseshoe vortices	گردابه های نعل اسبی
RANS	معادلات متوسط گیری شده رینولدز

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] J. C. Han, S. Dutta, and S. V. Ekkad, "Gas turbine heat transfer and cooling technology", Taylor and Francis Publications, New York, USA, 2000.

[2] P. L. Johnson, and V. Shyam, "Large Eddy Simulation of a Film Cooling Flow Injected from an Inclined Discrete Cylindrical Hole into a Crossflow with Zero-Pressure Gradient Turbulent Boundary Layer", NASA/TM, No. E-18382, 2012

[3] M. Zolfagharian, M. Rajabi-Zargarabadi, A. S. Mujumdar, M. S. Valipour and M. Asadollahi, "Optimization of turbine blade cooling using combined cooling techniques" *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 3, Pp. 462-475, 2014.

[4] M. Rajabi- Zargarabadi, and F. Bazdidi- Tehrani, "Implicit algebraic model for predicting turbulent heat flux in film cooling flow" *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 64, Pp. 517-531, 2010.

[5] S. R. Shine, S. Sunil Kumar, and B. N. Suresh, "Internal wall-jet film cooling with compound angle cylindrical holes", Energy Conversion and Management, vol. 68, Pp. 54-62, 2013.

[6] A. Moeini, and M. Rajabi Zargarabadi, "Genetic algorithm optimization of film cooling effectiveness over a rotating blade" *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 125, Pp. 248-255, 2018.

[7] A. Azzi, and B. A. Jubran, "Numerical modeling of film cooling from converging slot-hole", *Heat and Mass Transfer*, vol. 43, Pp. 381–388, 2007.

[8] H. Nasir, S. V. Ekkad, and S. Acharya, "Effect of compound angle injection on flat plate surface film cooling with large stream wise injection angle", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 25, Pp. 23-29, 2001.

[9] H. W. Lee, J.J. Park, and J. S. Lee, "Slow visualization and film cooling effectiveness measurements around shaped holes with compound angle orientations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, Pp. 145-156, 2002.

[10] J. H. Kim, and K. Y. Kim, "Film-cooling performance of converged-inlet hole shapes", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 124, Pp. 196–211, 2018.

[11] M. J. Ely, and B. A. Jubran, "A numerical study on increasing film cooling effectiveness through the use of sister holes", ASME Paper, GT-50366, 2008.

[12] C. Saumweber, and A. Schulz, "Effect of geometry variations on the cooling performance of fan-shaped cooling holes", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, GT2008–51038, (2008).

[13] W. S. Fua, W. S. Chaoa, M. Tsubokura, C. G. Lic, and W. H. Wangd, "Investigation of boundary layer thickness and turbulence intensity on film cooling with a fan-shaped hole by direct numerical simulation", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 96, Pp. 12–19, 2018.

[14] Lee, K. D., and Kim, K. Y., "Shape optimization of a fan-shaped hole to enhance film cooling effectiveness", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, Pp. 2996–3005, (2010).

[15] M. Fraas, T. Glasenapp, A. Schulz, and H. Bauer, "Optimized inlet geometry of a laidback fan-shaped film cooling hole – Experimental study of film cooling performance", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 128, Pp. 980–990, 2019.

[16] A. M. M. Abdala, and F. N. M., Elwekeel "An influence of novel upstream steps on film cooling performance", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 93, Pp. 86–96, 2016.

[17] F. Zhang, X. Wang, and J. Li, "The effects of upstream steps with unevenly spanwise distributed height on rectangular hole film cooling performance", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, Pp. 1209–1221, 2016.

[18] L. Ye, C. Liu, H. Liu, H. Zhu, and J. Luo, "Experimental and numerical study on the effects of rib orientation angle on film cooling performance of compound angle holes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 126, Pp. 1099–1112, 2018.

[19] C. Leblanc, D. Narzary, and S. V. Ekkad, "Film cooling performance of an anti-vortex hole on a flat plate", AJTEC2011-44161, AJTEC, Hawaii, (2011).

[20] K. Singh, B., Premachandran, and M. R. Ravi, "Experimental and numerical studies on film cooling with reverse/backward coolant injection", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 111, Pp. 390-408, 2017.

[21] Z. Chi, J. Ren, H. Jiang, and S. Zang, "Geometrical optimization and experimental validation of a tripod film cooling hole with asymmetric side holes", *Journal of Heat Transfer*, vol. 138, 061701, 2016.

[22] S. Acharya, M. Tyagi, and A. Hoda, "Flow and Heat Transfer Predictions for Film Cooling", Heat Transfer in gas turbine systems, Annals of the New York Academy of Sciences, vol. 934, Pp. 100-125, 2001.

[23] X. Guo, W. Schroder, and M. Meinke, "Large-eddy simulations of film cooling flows", Computers & Fluids, vol. 35, Pp. 587-606, 2006.

[24] L. Zhong, C. Zhou, Z. Sun, and S. Chen, "Heat transfer mechanisms of inclined jets in cross flow with different holes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 131, Pp. 664-674, 2019.

[25] R. Hou, F. Wen, S. Wang, Y. Luo, and X. Tang, "Large eddy simulation of the trenched film cooling hole with different compound angles and coolant inflow orientation effects", *Applied Thermal Engineering*, vol. 163, 114397,

2019.

[26] M. Tyagi, and S. Acharya, "Large eddy simulation of film cooling flow from an inclined cylindrical jet", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 125, Pp. 734-742, 2003.

[27] E. Sakai, T. Takahashi, and H. Watanabe, "Large-eddy simulation of an inclined round jet issuing into a crossflow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, Pp. 300-310, 2014.

[28]A. Zamiri, S. J. You, and J. T. Chung, "Large Eddy Simulation of Unsteady Turbulent Flow Structures and Film-Cooling Effectiveness in a Laidback Fan-Shaped Hole", *Aerospace Science and Technology*, 105793, 2020.

[29] C. Wang, F. Fan, J. Zhang, Y. Huang, and H. Feng, "Large eddy simulation of film cooling flow from converging slot-holes", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 126, Pp. 238–251, 2018.

[30] D. H. Leedom, and S. Acharya, "Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow Field from Cylindrical and Shaped Holes", ASME Turbo Expo 2008, Paper No. GT2008-51009, June 9–13, Berlin, Germany, (2008).

[31] C. Wang, J. Zhang, H. Feng, and Y. Huang, "Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow from A Fanshaped Hole", *Applied Thermal Engineering*, vol. 129, Pp. 855-870, 2018.

[32] ANSYS Inc. ANSYS FLUENT theory guide, ANSYS FLUENT 16.0.0, Cononsburg, PA, USA, 2014.

[33] T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu, "A New k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation", *Computers Fluids*, vol. 24, Pp. 227–238, 1995.

[34] J. Smagorinsky, "General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment", *Mon Weather Rev*, vol. 91, Pp. 99-164, 1963.

[35] D. L. Schmidt, B. Sen, and D. G. Bogard, "Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness", *Journal of Turbomachinery*, vol. 118, Pp. 807-813, 1996.

[36] B. A. Haven, and M. Kurosaka, "Kidney and anti-kidney vortices in crossflow jets", *Journal of Fluid Mechanic*, vol. 352, Pp. 27-64, 1997.

[37] D. K. Walters, and J. H. Leylek, "A detailed analysis of film-cooling physics: Part I– streamwise injection with cylindrical holes", *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 122, Pp. 102-112, 2000.

[38] A. Kohli, and D. G. Bogard, "Turbulent transport in film cooling flows", *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, Pp. 513-520, 2005.

[39]T. F. Fric, A. Roshko, "Vortical structure in the wake of a transverse jet", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 279, Pp. 1-47, 1994.

[40] F. Muldoon, and S. Acharya, "Numerical investigation of the dynamical behavior of a row of square jets in cross flow over a surface", ASME paper no. 99-GT-127, (1999).